

直線部分と円弧部分を有するメタルガスケットの圧縮特性と復元特性*

陳玳珩^{*1}, 唐津孝二^{*2}, 増田健一^{*3}, 春山繁之^{*4}

Compression and Recovery Property for Metal Gasket with Straight Sections and Arc Sections

Dai-Heng CHEN^{*1}, Kouji KARATSU, Kenichi MASUDA and Shigeyuki HARUYAMA

^{*1} Department of Mechanical Engineering, Tokyo University of Science,
1-3 Kagurazaka, Shinjuku-ku, Tokyo, 162-8601, Japan

In this study, compression and recovery properties for metal gasket with straight sections and arc sections are studied by using the finite element method (FEM). When a metal gasket is subjected to clamp load, a contact width which is necessary for seal-up occurs due to flattening of the arcs. Then, the combination of the straight sections and the arc sections causes various deformation modes because the combination has a large effect on the characteristic of flattening. In other words, it is possible to control the flattening behaviour by adjusting the stiffness of the straight sections and the arc sections. Based on these facts, it is possible to propose a metal gasket in which the flattening occurs at the clamp load and the dent does not occur, furthermore, the clamp load does not descend very much at the tiny looseness.

Key Words : FEM, Metal Gaskets, Sealing Performance, Deformation Mode, Buckling, Unloading

1. 緒 言

近年、機器の仕様が多様化、高機能化していることで、その機器に使用されるシールに対する要求も厳しくなってきた。ゴムシールや樹脂シールではその材料特性から使用に耐えられない場合が増えてきている。要求の中で代表的なものは、温度（高温・極低温）、耐食性、低ガス透過、低アウトガスなどが挙げられる。また、耐熱性などに優れたアスベストを用いたシール材は健康上の問題から使用が禁止されている。

そのような背景から、上記要求を満足しうるシールとして金属シールが注目されており、実際に使用されているケースが増えてきている。

しかしながら、メタル O リングに代表される金属シールは、荷重負荷（締付力）が大きい、弾性復元量が小さいなどの問題があり、限られた用途で使用されているのが現状である。そこで、これらの問題を解決する方法として、これまでに種々の形状が提案されている^{(1)~(4)}。その中の一つとして、名川らが図 1 に示すような円弧と直線を繋ぎ合わせた断面を有する金属シールを提案し⁽¹⁾、設計変更に伴う接触面圧もしくは接触面積を最大化するための方法論を提案して⁽⁵⁾、現在、スーパーシールガスケットとして、その金属シールは製品化されている。しかし、文献 5 およびこれに類似した他の論文⁽⁶⁾などでは設計変更によって何が原因となり接触面圧や接触面積が変化するのか、といった物理的根拠が示されていない。ゴムや樹脂を用いたシール材では、その変形挙動と密閉性の関係などが論じられている⁽⁷⁾⁽⁸⁾のに対し、このような形状で金属シールを扱った論文では、構造の機械的性質を論じているものが見当たらない。そこで本研究では円弧と直線を繋ぎ合わせた断面を有した金属シールが性能にどのように関係しているのかを解明するため、FEM による荷重負荷・除荷シミュレーションの弾塑性数値解析を実施し、

* 原稿受付 年月 日.

^{*1} 正員, フェロー, 東京理科大学工学部 (〒 162-8601 東京都新宿区神楽坂 1 - 3)

^{*2} 会員外, 東京理科大学工学部

^{*3} 正員, 東京理科大学工学部

^{*4} 正員, 山口大学大学院技術経営研究科

Email: chend@rs.kagu.tus.ac.jp

種々の幾何形状に対する解析結果の比較を通して，幾何寸法に関する検討を系統的に行い，設計指針を示すことを目的としている．

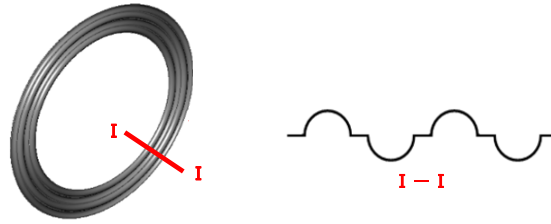


Fig. 1 Proposed metal gasket and the shape of cross section

2. 数値解析方法

本研究では，有限要素法汎用ソフト MSC.Marc を用いて，図 2 に示すようなシール材軸対称モデルにおいて圧縮負荷・除荷における大変形・弾塑性シミュレーションを行う．"3. 解析結果および検討"で分類した 3 つの変形モード，およびシール性能を示す指標として用いた最大接触面圧，接触幅，除荷勾配に関しては 3 次元モデルと軸対称モデルに良い一致があることを確認している．シール材の幾何形状については，図 2 に示すように，中心から 2 つ目の円弧部分頂点における中心軸からの距離を r_0 とし，4 つの円弧部分の断面形状が同じでありその幅を B ，高さを h とし，5 つの直線部分の長さを l ，肉厚を t とする．特に断りがない限り $r_0 = 100\text{mm}$ ， $B = 20\text{mm}$ ， $h/B = 1/5$ ， $l = 2\text{mm}$ ， $t = 0.1\text{mm}$ としている．シール材に対して変位制御で剛体板を接触させて圧縮負荷を与える．その際，上下剛体板とシール材との間および，シール材の自己接触に摩擦係数 $\mu=0.3$ を考慮している．本研究では軸対称厚肉シェル要素を用い，離散化する際，変形が滑らかに生じるように 1 つの円弧部分に対して 200 分割，1 つの直線部分に対して 50 分割を施している．また，弾塑性材料の加工硬化特性として，ミーゼスの降伏条件に従う等方・均質な弾塑性体を想定し，一軸引張りにおける応力とひずみの関係が以下に示す二直線硬化則に従うものとする．

$$\begin{cases} \sigma = E\varepsilon & (\varepsilon < \sigma_Y/E) \\ \sigma = \sigma_Y + E_h \left(\varepsilon - \frac{\sigma_Y}{E} \right) & (\varepsilon \geq \sigma_Y/E) \end{cases} \quad (1)$$

ここで， E はヤング率， E_h は加工硬化係数， σ_Y は降伏応力である．材料は鋼を想定し，特に断りがない限り，ヤング率 $E=205\text{GPa}$ ，加工硬化係数比 $E_h/E = 0.01$ ，降伏応力とヤング率の比 $\sigma_Y/E = 3.5 \times 10^{-3}$ ，ポアソン比 $\nu=0.3$ としている．

本解析では非線形挙動の定式化として，アップデテッド ラグランジュ法を用いて幾何学的非線形性を考慮し，平衡方程式を満たすための修正計算法として変位条件に基づくニュートン・ラブソン法を採用している．

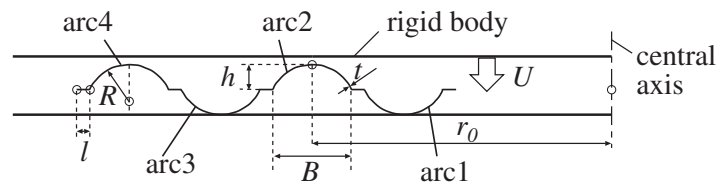


Fig. 2 Analyzed gasket model

3. 解析結果および検討

3.1 圧縮特性に関する検討

3.1.1 変形モードの分類

圧縮されたシール材の密閉性能について，シール材を構成する円弧部分が重要な役割を果たす．そのため本研究では，シール材の変形メカニズムを明らかにするためにまず 1 つの円弧部分だけに注目し，図 3 に示すような 1

つの円弧のみの軸対称モデルの検討も行う．円弧のみのモデルの下端は剛体に完全固定とし，上部から剛体板に強制変位 U を与える．

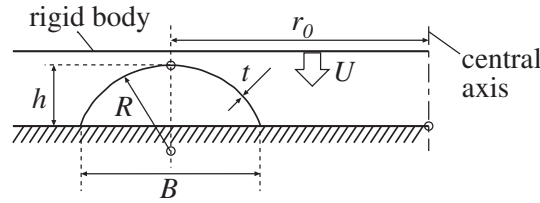


Fig. 3 Analyzed one-arc model

図 4 に，円弧のみのモデルについて円弧部分が受ける圧縮荷重 P と変位 U の関係を示し，剛体板が円弧部分と接触している幅 b_{out} (図 4 中の模擬図参照) と変位 U との関係も合わせて示す．この図からわかるように，圧縮荷重 P は変位 U とともに増加し，初期のピーク圧縮荷重 $P_{cr|0}$ に達する．また，剛体板が円弧部分と接触している幅 b_{out} は，ある圧縮荷重 $P_{fla|0}$ を超えると生じ始め，その後は変位 U の増加とともに増加し続ける．図 5 に，図 4 で示した各点 a,b,c におけるそれぞれの変形の様子を示す．a の時点で b_{out} は生じ始め，この図からわかるように，b の時点まで剛体板と接触している円弧部分は平坦な形に変形しているが，初期のピーク圧縮荷重 $P_{cr|0}$ に達した後にあたる c 点では先ほどまで平坦であった部分に凹み変形が見られる．つまり，円弧のみのモデルは下端が完全固定のため，変位 U の増加により b_{out} は常に増加し，円弧部分は b 点で座屈が発生して凹み変形が生じる．なお，図 4 には初期のピーク圧縮荷重 $P_{cr|0}$ の 90% にあたる荷重である $\{P_{cr|0}\} \times 90\%$ の値も示している．上記のように圧縮により円弧部分に凹み変形が生じてしまうため，本研究では，凹み変形が生じない荷重の目安として $\{P_{cr|0}\} \times 90\%$ を定める．

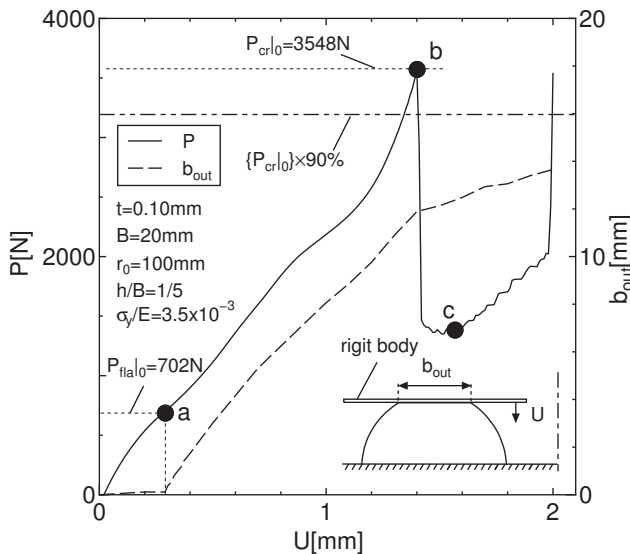


Fig. 4 Relation of force and displacement for one-arc model

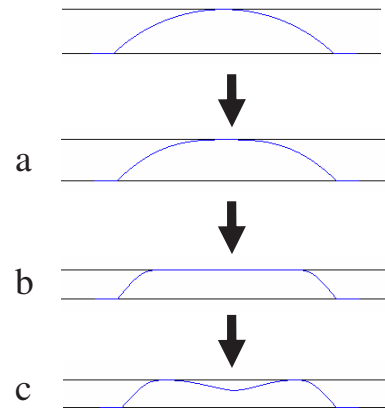


Fig. 5 Deformed shapes of the model shown in fig.4

図 6 に，断面の円弧部分の形状が円弧のみのモデルと同じであるシール材モデルに関して，4 つの円弧部分が受けるそれぞれの圧縮荷重 P と変位 U の関係を示す．ここで，中心軸から 1, 2, 3, 4 つ目の円弧部分をそれぞれ円弧 1, 2, 3, 4 と呼ぶこととする．図からわかるように，円弧 1, 4 と比べ円弧 2, 3 の方が圧縮荷重 P は大きな値をとっている．これは，シール材モデルの最も外側と内側にある両円弧部分は変形に対する自由度が高いためである．密閉性には接触圧力が必要であるため，密閉性を評価する場合には圧縮荷重が高い円弧 2,3 に注目して検討していく必要がある．また，円弧 2,3 それぞれが受ける圧縮荷重 P と変位 U の関係は類似しており，どちらか一方について検討すれば十分である．以上より，以降，本研究ではシール材モデルについて円弧 2 のみに注目して検討していくこととする．

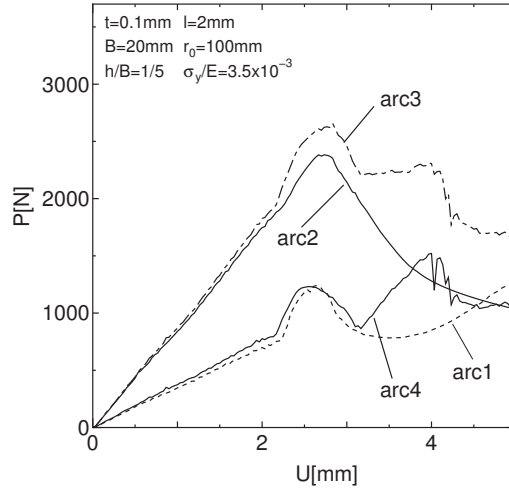


Fig. 6 Relation of force and displacement for each arc part in a gasket model

図7に、シール材モデルに関して、3種類の直線部分の長さ l ($l=1.5, 2, 4\text{mm}$) を持つ場合について円弧2が受ける圧縮荷重 P と変位 U の関係を示し、剛体板が円弧2と接触している幅 b_{out} と変位 U との関係も合わせて示す。また、図中には図4で得られた $P_{fla|0}$ (円弧のみのモデルにおいて剛体板が円弧部分と点接触から面接触に移行する荷重)、 $P_{cr|0}$ (円弧のみのモデルにおいて座屈が生じる荷重)、 $\{P_{cr|0}\} \times 90\%$ (円弧のみのモデルにおいて座屈が生じる荷重の90%の荷重)の値も示している。この図からわかるように、 $l=4\text{mm}$ の場合、圧縮荷重 P は変位 U が増加しても $P_{fla|0}$ 付近までしか上昇しないため、 b_{out} の発生もほとんど見られない。次に $l=1.5\text{mm}$ の場合、圧縮荷重 P は変位 U の増加により $P_{cr|0}$ 付近に達し、ある変位 $U_{cr|l=1.5}$ でピーク荷重が生じ、その後、急激に減少する。 b_{out} に関しては図4で示した円弧のみのモデルと同様に変位 U の増加とともに増加し続ける。最後に $l=2\text{mm}$ の場合、圧縮荷重 P は変位 U の増加により $P_{fla|0}$ を超えて上昇するため b_{out} も増加する。その後、円弧のみのモデルの $P_{cr|0}$ に達する前のある変位 $U_{cr|l=2}$ でピーク荷重が生じ、荷重は減少に転じ、 b_{out} も減少に転じる。図8に図7で示した各点a,b,cにおけるそれぞれの変形の様子を示す。変形の様子は円弧2付近を切り取って示している。図8の $l=4\text{mm}$ の場合、円弧部分の剛性に比べ直線部分の剛性が低い (l が長いほど直線部の剛性が低いことから理解される) ため、直線部分に変形が集中する。直線部分の変形は直線のまま回転する変形が主である。円弧部分の変形がほとんど生じていないことは、図7で示した b_{out} の値からも明らかである。このような変形モードを本研究では便宜上、モードⅠと呼ぶ。モードⅠの定義としては、ピーク圧縮荷重時の b_{out} が円弧部分の幅 B の10%未満となる変形モードとする。次に図8の $l=1.5\text{mm}$ の場合、円弧部分の剛性に比べ直線部分の剛性が高いため、円弧部分に変形が集中し、円弧のみのモデルと同様に円弧部分と剛体板の接触部分に形状的な凹みが生じる。 $l=1.5\text{mm}$ の場合、図7で示したように荷重は $P_{cr|0}$ 付近に達していることから、円弧部分に座屈が生じ形状的な凹みが生じたことが理解できる。このような変形モードを本研究では便宜上、モードⅢと呼ぶ。モードⅢの定義としては、ピーク圧縮荷重後に凹みが生じ b_{out} が増加していく変形モードとする。最後に図8の $l=2\text{mm}$ の場合、円弧部分の剛性と直線部分の剛性がほぼ互角のため、両者ともに変形が生じる。ピーク圧縮荷重が生じるa点付近までは円弧部分に変形が集中し、ピーク圧縮荷重後にあたるc点付近では直線部分の回転変形が見て取れ、接触部には凹みが発生しない。図7で示したようにピーク圧縮荷重後に b_{out} が減少していることから、ピーク圧縮荷重付近において直線部の角に塑性ひずみが発生し、塑性ヒンジとなり直線部分が回転したと理解できる。このような変形モードを本研究では便宜上、モードⅡと呼ぶ。モードⅡの定義としては、ピーク圧縮荷重時の b_{out} が円弧部分の幅 B の10%を超え、ピーク圧縮荷重後に凹みが生じず b_{out} が減少していく変形モードとする。以上の検討より、後述するように密閉性には接触幅 b_{out} が必要であるため、 b_{out} の発生がほとんど見られないモードⅠよりもモードⅡ,Ⅲの方が密閉性に優れるモードであるといえる。また、モードⅡとモードⅢでは $U_{cr|l=2}$ 以下の変位においてほぼ等しい圧縮荷重 P と変位 U の関係を示すが、その後 $U_{cr|l=1.5}$ まで圧縮するとモードⅢでは形状的な座屈が発生し、剛体板との接触面積が小さくなってしまふ。そのため、モードⅢでは $U_{cr|l=1.5}$ 未満での使用に限定されてしまふといえ、モードⅡがシール材として最も優れたモードであると考えられる。なお、モー

ドⅢのシール材を使用する場合には、凹みが生じない目安として $\{P_{cr|0}\} \times 90\%$ 以下の荷重での使用を推奨する。

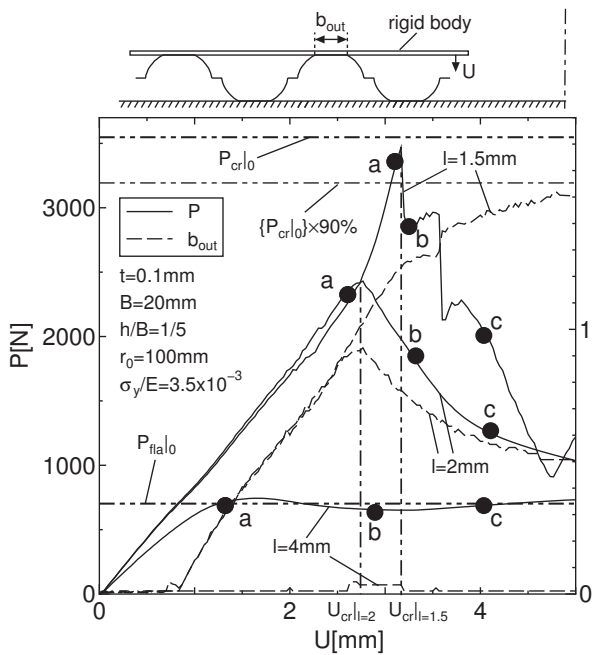


Fig. 7 Relations of force and displacement for three levels of l

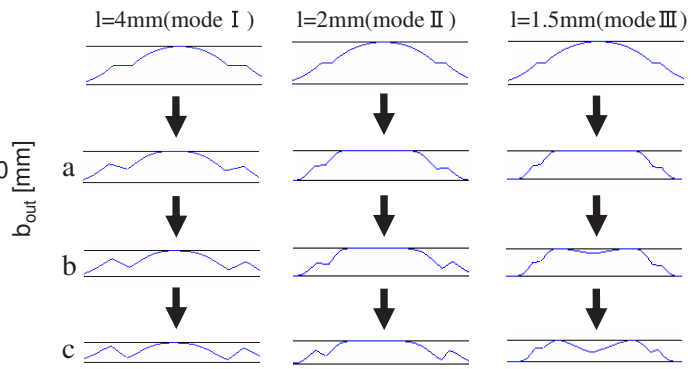


Fig. 8 Deformed shapes of models shown in fig.7

3.1.2 変形モードマップ

図 9(a),(b) には、幅 $B = 20\text{mm}$ のシール材モデルについて、縦軸は直線部分の長さ l 、横軸は円弧部分の高さ h と幅 B の比 h/B を用いた際のモードマップを示す。図 9(a) は肉厚 $t=0.10\text{mm}$ であり、図 9(b) は肉厚 $t=0.15\text{mm}$ である。これらの図からわかるように、直線部分の長さ l が長くなるほどモードⅢ→モードⅡ→モードⅠと生じる変形モードは移行する。これは、直線部分の長さ l が長くなるほど直線部分の剛性が低くなることから理解できる。また、円弧部分の高さ h が大きいほどモードⅠ→モードⅡ→モードⅢと生じる変形モードが移行することも図から理解される。

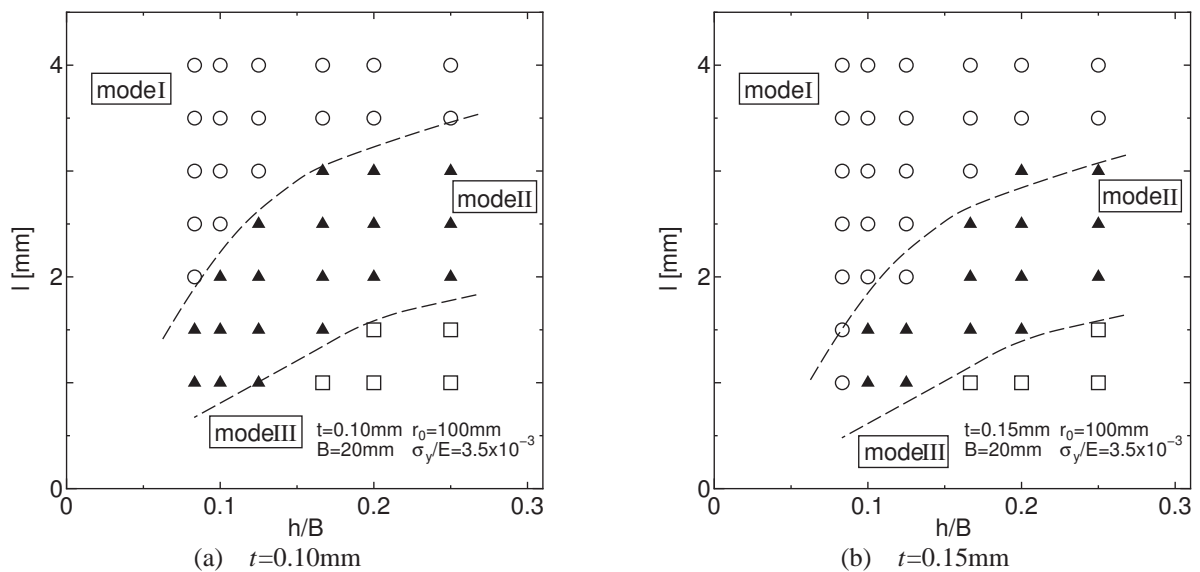


Fig. 9 Deformation mode-map with (a) $t = 0.10\text{mm}$; (b) $t = 0.15\text{mm}$

3.1.3 接触面圧と接触幅の評価

密閉性の良さを示す指標として、ピーク圧縮荷重時の最大接触面圧と接触幅が考えられる．ピーク圧縮荷重 P_{max} 時の接触幅は $b_{out}|_{P=P_{max}}$ とし、その時の接触面圧 σ_{max} はピーク圧縮荷重 P_{max} を $2\pi r_0 \cdot b_{out}|_{P=P_{max}}$ で除した値として定義する．接触面圧が大きく、その接触幅が大きいほど密閉性に優れる．実構造ではシール材に当たるフランジの表面粗さに応じて小さく凹んだ穴が存在する．よって、この穴の幅がシール材の接触幅 b より大きい場合、密閉される気体が穴を通じて漏れることになるため、密閉性には接触幅が必要となる．

図 10(a),(b) に、シール材モデルについて、肉厚 t と最大接触面圧 σ_{max} 、およびピーク荷重時の接触幅 $b_{out}|_{P=P_{max}}$ の関係を示す．図 10(a) は肉厚 $t=0.01 \sim 0.10\text{mm}$ で変化させた場合であり、図 10(b) は肉厚 $t=0.01 \sim 0.30\text{mm}$ で変化させた場合である．グラフの左と右の縦軸はそれぞれ最大接触面圧 σ_{max} 、およびピーク圧縮荷重時の接触幅 $b_{out}|_{P=P_{max}}$ を B で除した無次元化接触幅 $b_{out}|_{P=P_{max}}/B$ であり、グラフの横軸は肉厚 t である．また、図 10(a),(b) には変形モードの境界線も同時に示している．図 10(a) からわかるように、基本的に肉厚 t は厚くなると σ_{max} は大きくなり、モード II の範囲では $b_{out}|_{P=P_{max}}/B$ も大きくなる．しかし、肉厚 t は厚いほどよいとはいえない．図 10(b) からわかるように、肉厚 t はある値をこえると $b_{out}|_{P=P_{max}}/B$ が減少しはじめ、モード I の変形となってしまう．

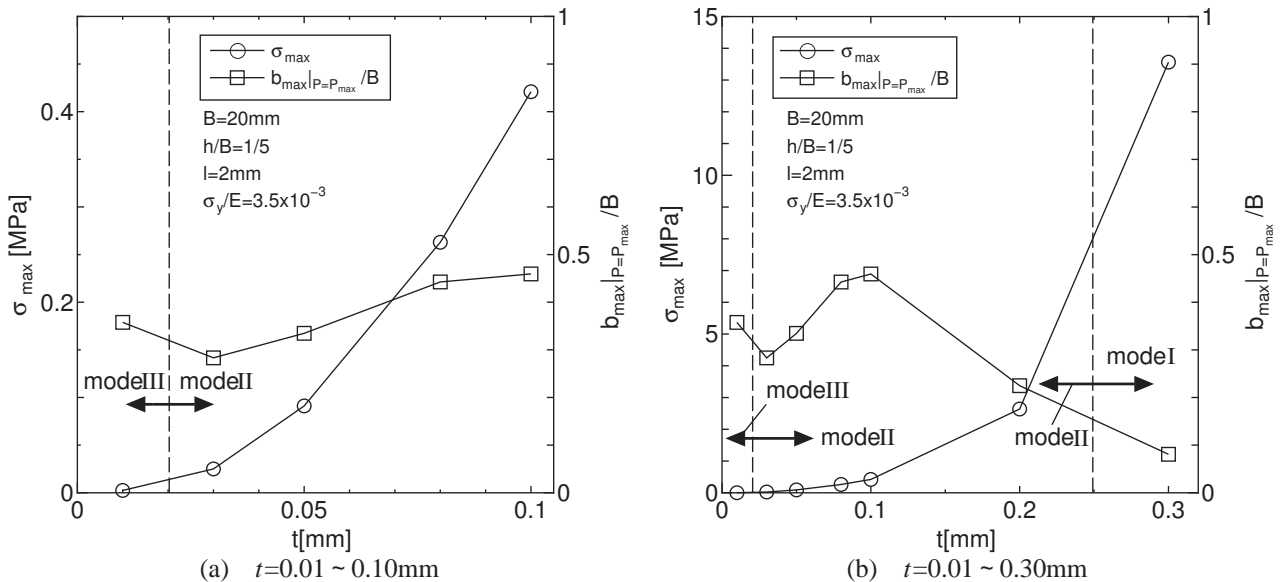


Fig. 10 Relation of t and σ_{max} , $b_{out}|_{P=P_{max}}/B$ in which the range of the thickness t is from (a) 0.01mm to 0.10mm; (b) 0.01mm to 0.30mm

図 11 に、シール材モデルについて、直線部分の長さ l と最大接触面圧 σ_{max} 、およびピーク圧縮荷重時の接触幅 $b_{out}|_{P=P_{max}}$ の関係を示す．図 9 のモードマップにも示したように直線部分の長さ l は長くなるとモード III → モード II → モード I と生じる変形モードは移行する．そして図 11 からわかるように、基本的に l は長くなると σ_{max} は大きくなり、 $b_{out}|_{P=P_{max}}/B$ は小さくなる． σ_{max} が大きくなる理由としては、 l を長くすると P_{max} は小さくなるが b_{out} も小さくなり、その下がり幅は b_{out} のほうが大きいためである．また、図 11 からわかるように、 l を小さくすると変形が円弧部分に集中するためモード III となり、モード III の範囲において、長さ l の変化による σ_{max} と $b_{out}|_{P=P_{max}}/B$ の変化は小さい．以上のことを含めて考えると、設計としては、凹みが生じないモード II の範囲で必要となる σ_{max} , $b_{out}|_{P=P_{max}}/B$ の値を考慮し l の値を調整する．モード III となる l の値を使用するには、凹みを生じさせないために σ_{max} 以下の応力に制限する必要がある．

図 12(a)(b) に、シール材モデルについて、円弧部分の高さ h と最大接触面圧 σ_{max} 、およびピーク荷重時の接触幅 $b_{out}|_{P=P_{max}}$ の関係を示す．図 12(a) は $B=20\text{mm}$ 、図 12(b) は $B=30\text{mm}$ である．図 9 のモードマップにも示したように h は大きくなるとモード I → モード II → モード III の変形と生じる変形モードは移行する．図からわかるように、 B が一定で h を変化させる場合、2 種類の幅 B ($B=20, 30\text{mm}$) について、 b_{out} の変化に最大値がみられ

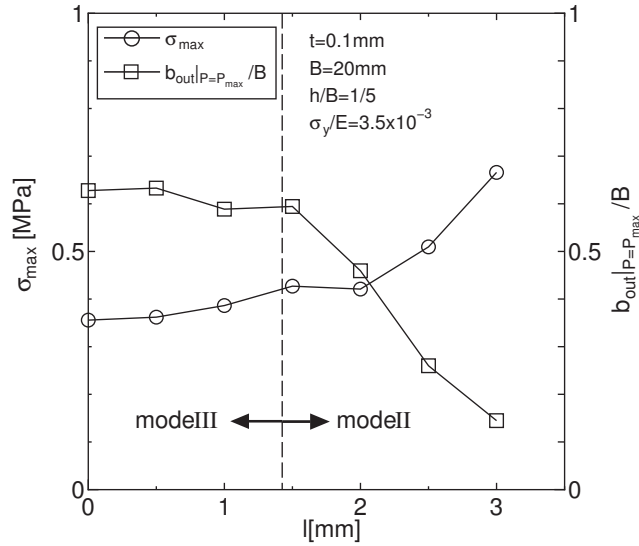


Fig. 11 Relation of l and σ_{max} , $b_{out}|_{P=P_{max}}/B$

る．このことから，十分な b_{out} を得るには h を調整する必要があることがわかる（ h が変化するとき半径 R も変化する． h が大きいほど R は小さくなり， h は最大で $h=B/2$ ）．ただし，図 12(b) からわかるように， h の変化に対応して，変形モードがほとんどモード III となる場合もある（モード III の場合 P_{max} を過ぎると凹みが生じるため，モード III の使用には注意が必要）．以上のことを含めて考えると，設計としては，まず B の調整により σ_{max} の値を比較する．今回の場合， $B=20\text{mm}$ の σ_{max} は， $B=30\text{mm}$ の σ_{max} の約 2 倍である．そして， B を決定した後， h の変化により b_{out} が最大値になるよう調整する．

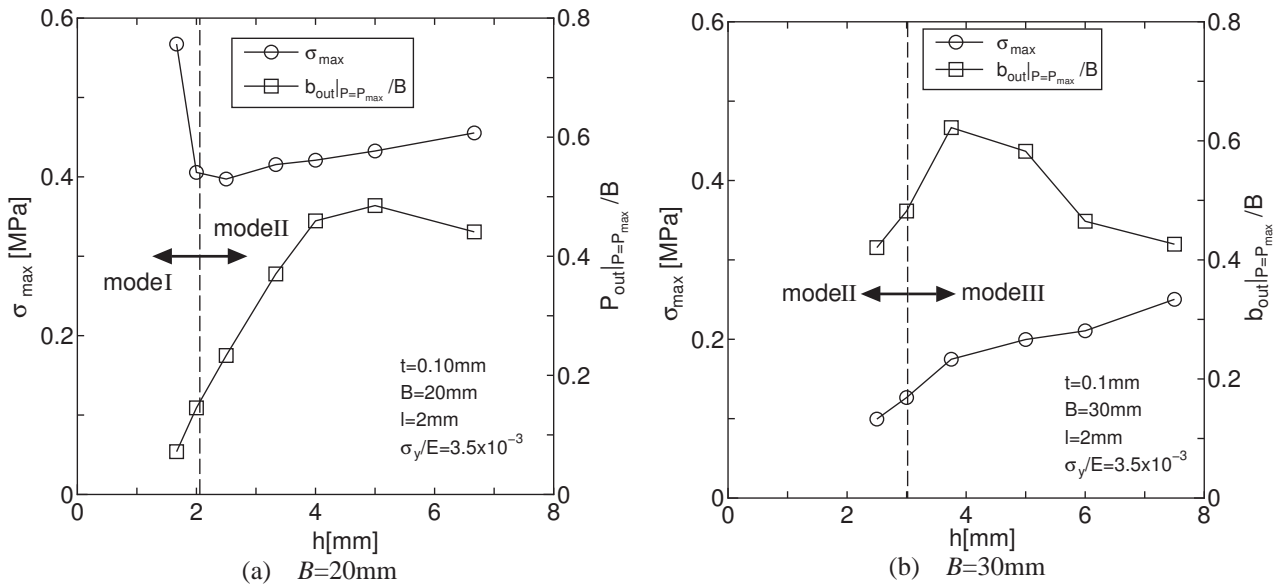


Fig. 12 Relation of h and σ_{max} , $b_{out}|_{P=P_{max}}/B$ with (a) $B = 20\text{mm}$; (b) $B = 30\text{mm}$

図 13 に，シール材モデルについて降伏応力とヤング率との比 σ_y/E と最大接触面圧 σ_{max} ，およびピーク圧縮荷重時の接触幅 $b_{out}|_{P=P_{max}}$ の関係を示す．ここでは $B = 24\text{mm}$ を例として示すが， $B = 20\text{mm}$ と $B = 30\text{mm}$ の場合も同様な傾向を示す．図からわかるように， σ_y/E は大きくなると σ_{max} ， $b_{out}|_{P=P_{max}}/B$ とともに大きくなる．ただし， $B = 24\text{mm}$ の場合，図に示すように検討している σ_y/E の範囲において変形モードがモード II モード III へと移行する現象がみられる．以上の検討から，幾何パラメーター t, l, h に関しては，モード II の範囲内において必要となる σ_{max} ， $b_{out}|_{P=P_{max}}/B$ の値を考慮し調整するのがよいといえ，材料特性である σ_y/E は大きいほど σ_{max} ，

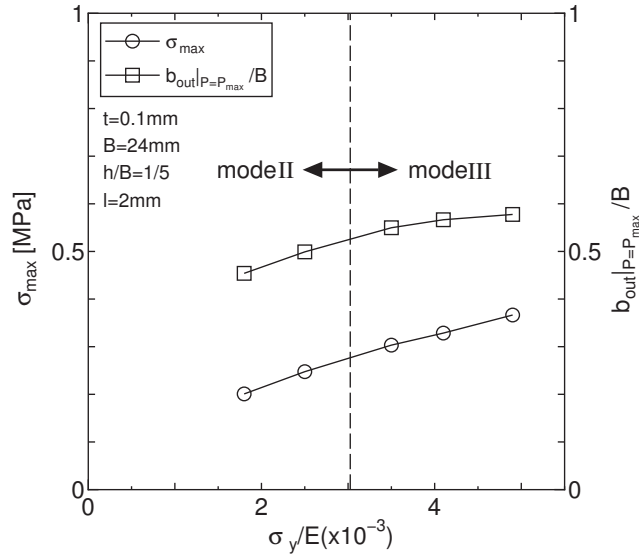


Fig. 13 Relation of σ_y/E and σ_{max} , $b_{out}|_{P=P_{max}}/B$ with $B = 24\text{mm}$

$b_{out}|_{P=P_{max}}/B$ ともに大きな値を得ることができる。また、モードⅢとなるシール材を用いる際には、衝撃荷重を受けて形状的な凹みを伴う座屈が生じる可能性を持つため注意が必要である。

3.2 除荷特性に関する検討

本研究のシール材は振動にも耐えられるものを想定し、ある一定の締付圧縮変位を与えた後、微小な緩みを与えた場合の圧縮荷重の降下について注目する。そこで図 14 に示すように、荷重変位曲線のある点で微小緩み（約 0.5mm）を与えた場合の荷重降下の勾配について検討する。この際の微小緩みを ΔU 、微小荷重降下を ΔP とし、除荷勾配 x を $x = \Delta P / \Delta U$ と定義する。この除荷勾配 x が小さいものほど緩んでも圧力を保持でき、密閉性に優れると考えられる。

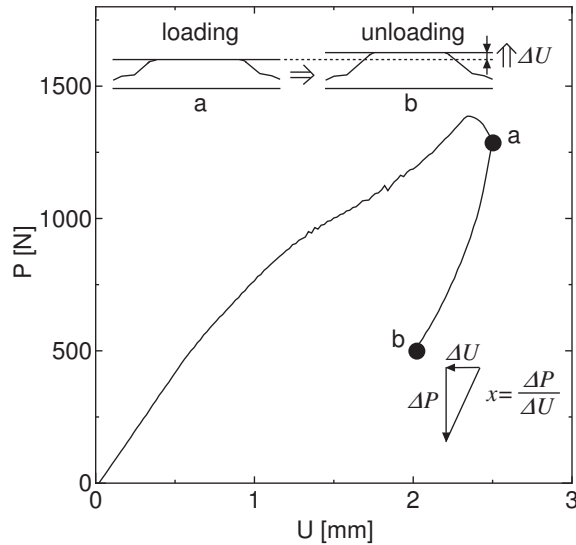


Fig. 14 Loading process and unloading process for P-U relation

図 15(a) にシール材モデルを圧縮負荷したときの圧縮荷重 P と変位 U の関係を示す。図 15(b) には、図 15(a) で用いたシール材に対して $U = 2.2\text{mm}$ までは図 15(a) と同様に圧縮負荷を行い、その後、剛体板を逆方向へ変位させることで除荷した結果を示す。圧縮負荷時の荷重変位関係は細い破線で示し、除荷時の荷重変位関係は太い実線で示している。図 15(c) には、図 15(a) で用いたシール材に対して $U = 3.3\text{mm}$ までは図 15(a) と同様に圧縮負荷を

行い、その後、剛体板を逆方向へ変位させることで除荷を行った結果を示す．図 15(b),(c) からわかるように、このシール材はピーク圧縮荷重前に除荷したときもピーク圧縮荷重後に除荷したときも微小な圧縮変位量の減少による圧縮荷重 P の降下は大きい．

次に図 16(a) には $t = 0.03\text{mm}$, $h/B = 1/6$ としたシール材モデルを圧縮負荷したときの圧縮荷重 P と剛体板の変位 U の関係を示す．図 16(b) には、図 16(a) で用いたシール材に対して $U = 1.56\text{mm}$ までは図 16(a) と同様に圧縮負荷を行い、その後、剛体板を逆方向へ変位させることで除荷を行った結果を示す．圧縮負荷時の荷重変位関係は細い破線で示し、除荷時の荷重変位関係は太い実線で示している．図 16(c) には、図 16(a) で用いたシール材に対して $U = 2.35\text{mm}$ までは図 16(a) と同様に圧縮負荷を行い、その後、剛体板を逆方向へ変位させることで除荷を行った結果を示す．図 16(b) からわかるように、このシール材はピーク圧縮荷重前に除荷した場合、除荷時に円弧部分が受ける圧縮荷重 P は圧縮負荷時に受ける圧縮荷重 P とほぼ同等である．また、図 16(c) からわかるように、ある形状のシール材に対して、圧縮変位量の微小な減少による荷重の降下がほぼないということもありうる．このことは、振動がある環境下にあるシール材の密閉性に対して特に重要である．すなわち、振動により圧縮量が減少しても、圧縮荷重が変わらないため、密閉性を保つことができる．このような特性がみられるのは、モード II のシール材（凹みが発生しない）の最大圧縮荷重後の除荷でみられる現象である．

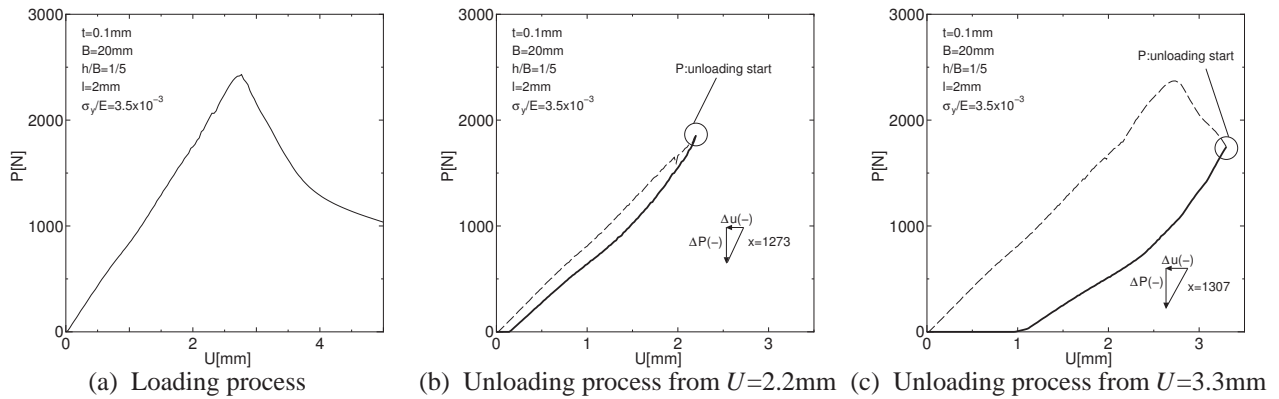


Fig. 15 Relation of force and displacement for (a) loading process; (b) unloading process from $U=2.2\text{mm}$; (c) unloading process from $U=3.3\text{mm}$

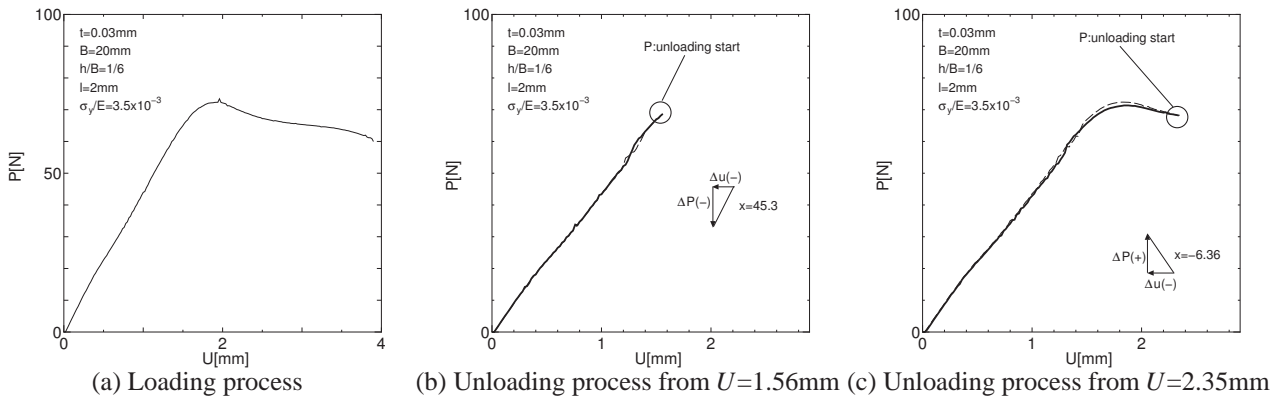


Fig. 16 Relation of force and displacement with $t = 0.03\text{mm}$, $h/B = 1/6$ for (a) loading process; (b) unloading process from $U=1.56\text{mm}$; (c) unloading process from $U=2.35\text{mm}$

図 17(a),(b),(c),(d) に、図 16 で用いたシール材に対して、ピーク圧縮荷重が生じたときの変位を $U = U|_{P=P_{max}}$ とすると、 $U = U|_{P=P_{max}} \times 105\%, 110\%, 115\%, 120\%$ の時点で除荷を行った場合の圧縮荷重 P と剛体板の変位 U の関係を示す．図からわかるように、ピーク圧縮荷重後の除荷位置による除荷勾配 x の違いはほぼみられない．

以下便宜上、図 18 には、モード II のシール材について $U = U|_{P=P_{max}} \times 120\%$ の時点で除荷を行い、その除荷勾

配角 θ_{deg} を $\theta = \tan^{-1}x$ と定義し（図 17 中の模擬図参照），その値を横軸 h/B ，縦軸 l のマップ上に示している． θ は小さい方が x は小さくなり，密閉性に優れると考えられる．また，図 17 では便宜上， $\theta < 0^\circ$ となるものを TypeR， $0^\circ \leq \theta \leq 30^\circ$ となるものを TypeT， $30^\circ < \theta$ となるものを TypeS と呼ぶ．例えば，先ほど図 15 で用いたシール材は TypeS，図 16 で用いたシール材は TypeR に分類される．本研究では，振動がある環境下でのシール材の密閉性を考慮し，除荷時に最も密閉性が高いと考えられる TypeR となるシール材の使用を推奨する．

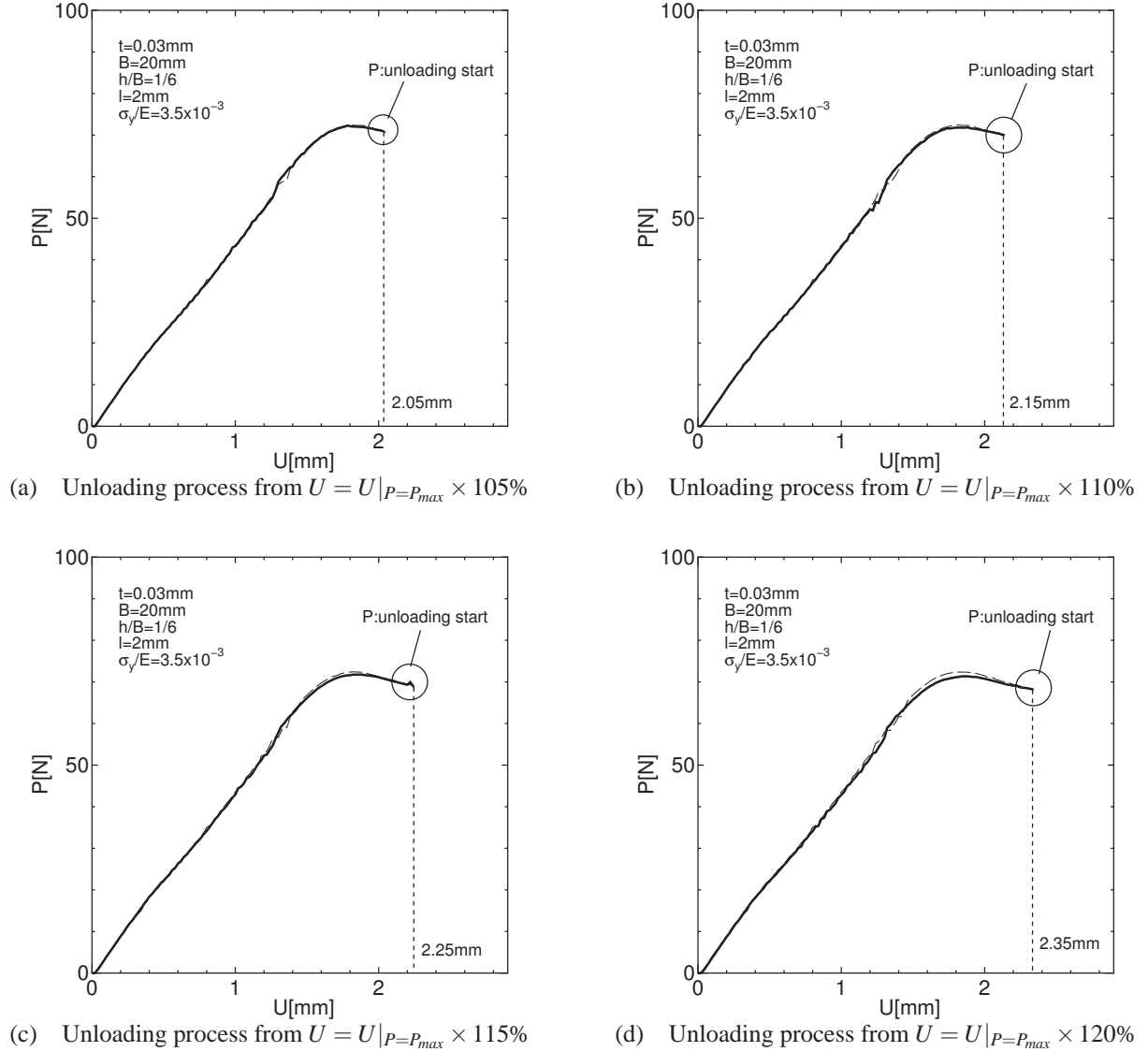
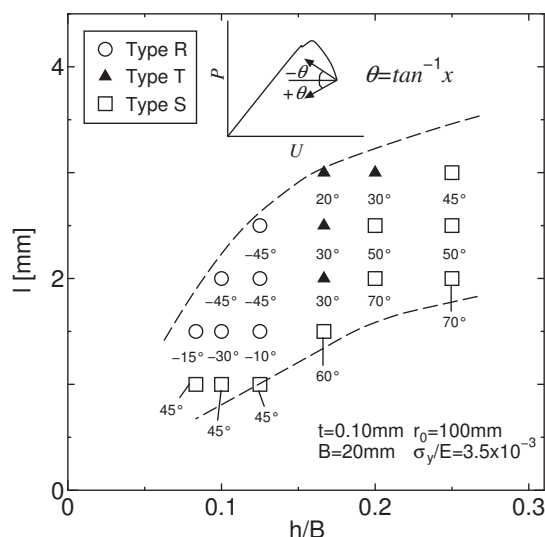


Fig. 17 Relation of force and displacement for the gasket model shown in fig.16 for four levels of unloading point (a) $U = U|_{P=P_{max}} \times 105\%$; (b) $U = U|_{P=P_{max}} \times 110\%$; (c) $U = U|_{P=P_{max}} \times 115\%$; (d) $U = U|_{P=P_{max}} \times 120\%$

4. 結 言

本研究では，最大接触面圧 σ_{max} ，接触幅 b_{out} ，除荷勾配 x の 3 つの量をシール材の密閉性能を表す指標として使用し，FEM 解析を用いて直線部分と円弧部分を有する金属シールについて，その圧縮および除荷特性に関する検討を行った．金属シールを塑性加工によって製造する際，その製造方法による直線部分と円弧部分の剛性の変化がシール材の性能に影響を与えることが考えられるが，本研究では幾何形状に起因する直線部分と円弧部分の剛性がシール材の性能にどのような影響を与えるかについてのみ着目した．その結果，以下の知見を得た．

(1) シール材はそれを構成する直線部分と円弧部分の剛性の違いにより以下の 3 つの変形モードに分けられる．



直線部分が長い場合，変形が直線部分に集中しモードⅠとなる．円弧部分にはほとんど変形が生じないため，十分な接触幅が得られず密閉材としては使用できない．

直線部分が短い場合，変形が円弧部分に集中しモードⅢとなる．ピーク荷重後には円弧部分に座屈による凹みが生じる．

直線部分が適当なある範囲において，モードⅡとなる．ピーク荷重後には接触幅は減少するが，円弧部分に凹みは発生しない．

- (2) 変形モードは肉厚にも関係する。
 - (3) モードⅡの場合、ピーク荷重後の除荷において、除荷勾配 x は非常に小さくなることもある。このことは、振動時の密閉性を考慮する場合には重要である。本研究では、この特性がみられる形状について幾何的な検討を行った。
 - (4) モードⅡ、Ⅲ ではいずれも大きい最大接触面圧 σ_{max} と接触幅 b_{out} が得られるが、
モードⅢ ではピーク荷重後に円弧部分に凹みが生じる
モードⅢ では除荷勾配 x が大きくなる
- この 2 点を考えて、本研究ではモードⅡの TypeR の使用を推奨する。

文 献

- (1) 名川政人, 野田秀樹, 特許 4208957
- (2) 芦田哲哉, 笈田弘紀, 三ツ井孝禎, “ 新規金属シールの開発-低締付力の金属シール ”, 三菱電線工業時報, Vol.100(2003), pp.102-109.
- (3) 田窪毅, “ メタル積層型シリンダヘッドガスケットのFEM 解析 ”, 三菱電線工業時報, Vol.98(2001), pp.107-111.
- (4) Popielas, F., Chen, C., and Obermaier, S., “ CAE Approach for Multi-Layer Steel Cylinder Head Gaskets ”, *SAE Paper*, No.2000-01-1348 (2000).
- (5) Saeed, H.A., Izumi S., Sakai S., Haruyama S., Nagawa M., and Noda H., “ Development of New Metallic Gasket and its Optimum Design for Leakage Performance ”, *Journal of Solid Mechanics and Material Engineering*, Vol.2, No.1 (2008). pp.105-114.
- (6) Choiron, M. A., Haruyama, S., Kaminishi, K., “ Optimum Design of New 25A-size Metal Gasket Considering Plastic Contact Stress ”, *International Journal of Modeling and Optimization*, Vol. 1 No. 2.
- (7) Lee, C.Y., Lin, C.S., Jian, R.Q., Wen, C.Y., “ Simulation and experimentation on the contact width and pressure distribution of lip seals ”, *Tribology International*, Vol. 39, (2006), pp.915-920.
- (8) Weber, D., Haas, W., “ Wear Behaviors of PTFE Lip Seals with Different Sealing Edge Designs, Experiments and Simulation ”, *Sealing Technology*, pp.7-12, February (2007).